

MENU

SEARCH

INDEX

DETAIL

1/1



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number: 09039814

(43)Date of publication of application: 10.02.1997

(51)Int.Cl.

B62D 5/083

(21)Application number: 07198851

(71)Applicant:

KOYO SEIKO CO LTD

(22)Date of filing: 03.08.1995

(72)Inventor:

MINAMOTO NOBORU

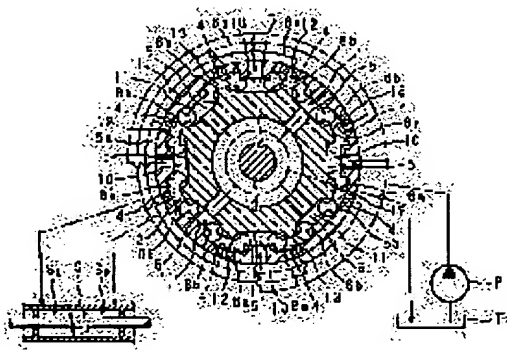
(54) HYDRAULIC CONTROL VALVE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To effectively restrain cavitation caused at the time when working oil flows through a throttle part arranged on a fitting periphery of a valve body and a valve spool without causing working difficulty and to reduce flowing noise on a rotary hydraulic control valve.

SOLUTION: A valve spool furnished with oil grooves 5, 5... on an outer periphery is fit on the inside of a valve body 1 furnished with oil grooves 4, 4... on an inner periphery, and the oil grooves 4, 4... and the oil grooves 5, 5... are arranged staggered on a fitting periphery of both of them. Alternately positioned half of the oil grooves 5, 5... of the valve spool are made an oil feeding chamber 10, and the rest half are made a drain oil chamber 11 communicated to an oil tank T. The oil grooves 4, 4... on the side of the valve body 1 are made oil transport chambers 12, 13

communicated to both of cylinder chambers SR, SL of a power cylinder S to be an oil transport destination. Width in the circumferential direction of a chamfer provided on the valve spool side is made different from each other by respectively making them face each other so that throttle parts 6a, 6a... on both sides of the oil



feeding chamber 10 have a larger throttle area than throttle parts 6b, 6b... on both sides of the drain oil chamber 11.

LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998 Japanese Patent Office

MENU

SEARCH

INDEX

DETAIL

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平9-39814

(43) 公開日 平成9年(1997)2月10日

(51) Int.Cl.⁸

B 6 2 D 5/083

識別記号

庁内整理番号

F I

B 6 2 D 5/083

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 16 頁)

(21) 出願番号

特願平7-198851

(22) 出願日

平成7年(1995)8月3日

(71) 出願人 000001247

光洋精工株式会社

大阪府大阪市中央区南船場3丁目5番8号

(72) 発明者 源 昇

大阪府大阪市中央区南船場三丁目5番8号

光洋精工株式会社内

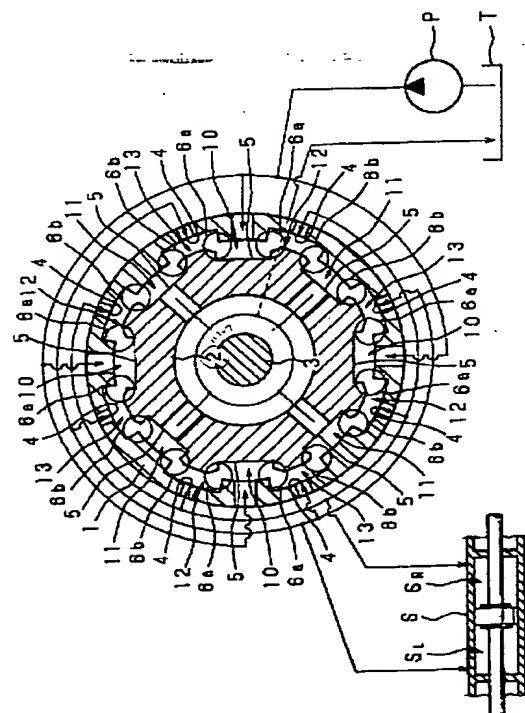
(74) 代理人 弁理士 河野 登夫

(54) 【発明の名称】 油圧制御弁

(57) 【要約】

【課題】 回転式の油圧制御弁において、バルブボディとバルブスプールとの嵌合周上に並ぶ絞り部を作動油が通流する際に生じるキャビテーションを、加工の困難さを伴うことなく効果的に抑制し、流動音の低減を図る。

【解決手段】 内周に油溝4、4…を備えるバルブボディ1の内側に、外周に油溝5、5…を備えるバルブスプール2を嵌め合わせ、両者の嵌合周上に油溝4、4…と油溝5、5…とを千鳥配置する。バルブスプール2の油溝5、5…の内、一つおきに位置する半数を油圧ポンプPから作動油が供給される給油室10とし、残りの半数を油タンクTに連なる排油室11とする。バルブボディ1側の油溝4、4…を、送油先となるパワーシリンダSの両シリンダ室S₁、S₂に連なる送油室12、13とする。給油室10の両側の絞り部6a、6a…が排油室11の両側の絞り部6b、6b…よりも大なる絞り面積を有するように、夫々に臨ませてバルブスプール2側に設けたチャンファの周方向幅を相互に異ならせる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 筒形をなすバルブボディーの内側に同軸上での相対角変位可能にバルブスプールを嵌め合わせ、両者の嵌合周上に等配された各複数の油溝を千鳥配置して、バルブスプール側の油溝を油圧源と排油先とに交互に連通させる一方、これらの間のバルブボディー側の油溝を相異なる送油先に交互に連通させて、周方向に相隣する夫々の油溝間に前記相対角変位に応じて絞り面積を変える絞り部を構成してなり、各絞り部を臨むバルブスプール側の角部に絞り面積調整用の面取り部を備える油圧制御弁において、前記油圧源に連なる油溝の両側の絞り部が前記排油先に連なる油溝の両側の絞り部よりも大なる絞り面積を有するように、前記面取り部の夫々の周方向幅を相互に異ならせてあることを特徴とする油圧制御弁。

【請求項2】 筒形をなすバルブボディーの内側に同軸上での相対角変位可能にバルブスプールを嵌め合わせ、両者の嵌合周上に等配された各複数の油溝を千鳥配置して、バルブスプール側の油溝を油圧源と排油先とに交互に連通させる一方、これらの間のバルブボディー側の油溝を相異なる送油先に交互に連通させて、周方向に相隣する夫々の油溝間に前記相対角変位に応じて絞り面積を変える絞り部を構成してなり、各絞り部を臨むバルブボディー側の角部に絞り面積調整用の面取り部を備える油圧制御弁において、前記排油先に連なる油溝の両側の絞り部が前記油圧源に連なる油溝の両側の絞り部よりも大なる絞り面積を有するように、前記面取り部の夫々の周方向幅を相互に異ならせてあることを特徴とする油圧制御弁。

【請求項3】 筒形をなすバルブボディーの内側に同軸上での相対角変位可能にバルブスプールを嵌め合わせ、両者の嵌合周上に等配された各複数の油溝を千鳥配置して、バルブボディー側の油溝を油圧源と排油先とに交互に連通させる一方、これらの間のバルブスプール側の油溝を相異なる送油先に交互に連通させて、周方向に相隣する夫々の油溝間に前記相対角変位に応じて絞り面積を変える絞り部を構成してなり、各絞り部を臨むバルブスプール側の角部に絞り面積調整用の面取り部を備える油圧制御弁において、前記排油先に連なる油溝の両側の絞り部が前記油圧源に連なる油溝の両側の絞り部よりも大なる絞り面積を有するように、前記面取り部の夫々の周方向幅を相互に異ならせてあることを特徴とする油圧制御弁。

【請求項4】 筒形をなすバルブボディーの内側に同軸上での相対角変位可能にバルブスプールを嵌め合わせ、両者の嵌合周上に等配された各複数の油溝を千鳥配置して、バルブボディー側の油溝を油圧源と排油先とに交互に連通させる一方、これらの間のバルブスプール側の油溝を相異なる送油先に交互に連通させて、周方向に相隣する夫々の油溝間に前記相対角変位に応じて絞り面積を

変える絞り部を構成してなり、各絞り部を臨むバルブボディー側の角部に絞り面積調整用の面取り部を備える油圧制御弁において、前記油圧源に連なる油溝の両側の絞り部が前記排油先に連なる油溝の両側の絞り部よりも大なる絞り面積を有するように、前記面取り部の夫々の周方向幅を相互に異ならせてあることを特徴とする油圧制御弁。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、バルブボディーとバルブスプールとの同軸上での相対角変位により油圧の制御動作をなす回転式の油圧制御弁に関し、特に、油圧式の動力舵取装置において、操舵補助用のパワーシリンダへの送給油圧を舵輪操作に応じて制御すべく用いられる油圧制御弁に関する。

【0002】

【従来の技術】 油圧式の動力舵取装置は、舵取機構中に配した複動式の油圧シリンダ（パワーシリンダ）が発生する油圧力により舵取りを補助し、舵輪（ステアリングホイール）の操作に要する労力負担を軽減して、快適な操舵感覚を得ようとするものであり、前記パワーシリンダの両シリンダ室（送油先）と、エンジンにて駆動される油圧ポンプ（油圧源）及び作動油を収納する油タンク（排油先）との間に、舵輪に加わる操舵トルクの方角及び大きさに応じて油圧の給排制御を行う油圧制御弁を介装してなる。

【0003】 前記油圧制御弁としては、一般的に、舵輪の回転を直接的に利用する回転式の油圧制御弁が用いられている。これは、舵輪に連なる入力軸と舵取機構に連なる出力軸とをトーションバーを介して同軸的に連結し、一方の連結端に係合された筒形のバルブボディーの内側に、他方の連結端に一体的に形成したバルブスプールを同軸上での相対回転自在に嵌め合わせてなり、舵輪に操舵トルクが加えられたとき、前記トーションバーの捩れに伴ってバルブボディーとバルブスプールとの間に相対角変位を生ぜしめ、この相対角変位に応じて油圧の給排動作を行う構成となっている。

【0004】 バルブボディーとバルブスプールとの嵌合周上（前者の内周と後者の外周）には、軸長方向に延びる各複数の油溝が、周方向に等配をなして並設しており、バルブボディーとバルブスプールとは、夫々の油溝が周方向に千鳥配置され、両側に相隣するもの同士が相互に連通するように位置決めされており、これらの油溝の夫々は、油圧源及び排油先に夫々連なる給油室及び排油室と、給油室の両側にて排油室との間に夫々位置し、送油先となるパワーシリンダの両シリンダ室に各別に連なる一対の送油室とを構成している。

【0005】 図7は、この種の油圧制御弁の動作説明図である。本図は、バルブボディー1及びバルブスプール2の嵌合部を直線展開したものであり、バルブボディー

1の内周に並ぶ油溝4, 4…は、パワーシリンダの両シリンダ室 S_R , S_L に各別の送油孔を介して接続され、一对の送油室12, 13を交互に構成しており、またバルブスプール2の外周に並ぶ油溝5, 5…は、油圧源たる油圧ポンプPに導油孔を介して接続された給油室10と、排油先たる油タンクTに排油孔を介して接続された排油室11とを交互に構成している。なお、図とは逆の構成、即ち、バルブボディー1側の油溝4, 4…を給油室10及び排油室11とし、バルブスプール2側の油溝5, 5…を送油室12, 13とした構成もまた可能である。

【0006】バルブボディー1側の油溝4, 4…と、バルブスプール2側の油溝5, 5…とは、夫々の両側にて等しい面積を有して連通しており、これらの連通部が前記相対角変位に応じて絞り面積を変える絞り部6, 6…として作用し、この絞り面積の変化により、前記送油室12, 13を経てシリンダ室 S_R , S_L に供給される油圧が制御される。

【0007】図7(a)は、バルブボディー1とバルブスプール2との間に相対角変位が生じていない状態を示している。このとき、油圧ポンプPから給油室10に供給される油圧は、該給油室10の両側の絞り部6, 6が等面積を有することから、相隣する送油室12, 13に均等に振り分けられ、他側の絞り部6, 6を経て排油室11, 11に導かれて、これらに連なる油タンクTに還流する経路を辿ることになり、給油室10への供給油圧は、前記シリンダ室 S_R , S_L のいずれにも送給されず、パワーシリンダは何らの力も発生しない。

【0008】図7(b)は、舵輪に操舵トルクが加わり、バルブボディー1とバルブスプール2との間に相対角変位が生じた状態を示している。このとき、給油室10の両側の絞り部6, 6の内、一方(送油室12側)の絞り面積が増大し、他方(送油室13側)の絞り面積が減少する結果、前記給油室10への供給油圧は、絞り面積を増した絞り部6を経て、主として送油室12に導入されるようになり、該送油室12と他方の送油室13との間、及びこれら夫々に連なるシリンダ室 S_R , S_L 間に圧力差が生じ、前記パワーシリンダは、この圧力差に相当する油圧力(操舵補助力)を発生する。

【0009】この際に生じる圧力差は、他側(送油室13側)の絞り部6での絞り面積の減少程度に依存し、この減少程度は前記相対角変位の大きさ、即ち、舵輪に加わる操舵トルクの大きさに対応する。従って、前記パワーシリンダが発生する操舵補助力は、舵輪に加わる操舵トルクに対応する向きと大きさを有することになり、舵取りを補助することができる。なお、パワーシリンダの動作に伴って他方のシリンダ室 S_L から押し出される油は、他方の送油室13に還流し、該送油室13の一侧にて絞り面積を増した絞り部6を経て相隣する排油室11に導入され、該排油室11に接続された油タンクTに排出される。

【0010】各絞り部6を臨むバルブスプール2側の角部には、周方向に所定の幅を有して面取り部(チャンファ7)が形成されている。このチャンファ7は、バルブスプール2側の油溝5の側面と油溝5, 5間のランドの周面とが交叉する角部を、ランドの周面に対して所定の傾斜角度を有して斜めに切欠き、周方向に所定の幅を有して形成されており、バルブボディー1とバルブスプール2との相対角変位に対し、各絞り部6の絞り面積を緩やかに変化せしめる作用をなす。動力舵取装置における操舵補助力の望ましい増加特性は、舵輪に加わる操舵トルクに対して比例的に増加する特性ではなく、操舵トルクが小さい範囲では漸増し、操舵トルクが所定値を超えると共に急増する特性であり、このような特性は、前記チャンファ7, 7…の作用により実現される。

【0011】

【発明が解決しようとする課題】さて、以上の如き動作をなす油圧制御弁においては、特に、バルブボディー1とバルブスプール2との相対角変位が大きい場合、絞り面積を減じた絞り部6を作用油が通流する際に耳障りな流動音を伴ってキャビテーションが発生する問題があった。この流動音は、車室の内部が比較的静かな停止又は低速走行中に舵輪が大きく操作された場合に発生し、車室内部の静粛性を阻害するのみならず、運転者に無用な不安を与える不都合を招来することから、動力舵取装置用の油圧制御弁においては、前記流動音の低減が重要な課題となっている。

【0012】前述した如く、絞り部6の絞り面積の増減は、給油室10の両側と排油室11の両側とにおいて、送油室12, 13に対して逆に生じる。即ち、図7(b)に示す動作状態にあるとき、給油室10の両側においては、送油室12側の絞り部6の絞り面積が増加し、送油室13側の絞り部6の絞り面積が減少するのに対し、排油室11の両側においては、逆に送油室13側の絞り部6の絞り面積が増加し、送油室12側の絞り部6の絞り面積が減少する。

【0013】このとき、前記流動音の原因となる作用油の流れは、絞り面積を減じた側の絞り部6, 6、即ち、給油室10と送油室13との間の絞り部6、及び排油室11と送油室12との間の絞り部6において夫々生じるが、これらの流れにおけるキャビテーションの発生挙動には差異があるとされており、このような知見に従って流動音の低減を図った油圧制御弁が従来から種々提案されている。

【0014】実公平1-43974号公報には、図7に示す構成において、作用油のキャビテーションに伴う流動音が、給油室10の両側の絞り部6, 6よりも排油室11の両側の絞り部6, 6に顕著に発生するとされ、図8に示す如く、給油室10の両側の絞り部6, 6におけるチャンファ7, 7の傾斜角度を、排油室11の両側の絞り部6, 6におけるチャンファ7, 7の傾斜角度よりも大とすることにより流動音の低減を図った油圧制御弁が開示されて

いる。

【0015】この構成によれば、図8(b)に示す如く、バルブボディー1に対してバルブスプール2の相対角変位が生じたとき、給油室10の一侧(送油室13側)の絞り部6が、排油室11の同側(送油室12側)の絞り部6よりも大なる絞り面積を保ち、流動音の原因となる作動油の流れは、キャビテーションに対して好条件であるとされた給油室10と送油室13との間の絞り部6に集中し、流動音を低減し得ることとなっている。

【0016】また特開平6-206555号公報には、実公平1-43974号公報におけると同様に、作動油のキャビテーションによる流動音が、給油室10の両側の絞り部6、6よりも排油室11の両側の絞り部6、6に顕著に発生するとされ、後者に前者と同様の流れ形態を得るべく、図9に示す如く、排油室11の両側の絞り部6、6には、バルブスプール2側ではなく、バルブボディー1側の角部にチャンファ7、7を形成することにより流動音の低減を図った油圧制御弁が開示されている。

【0017】同様の構成とした油圧制御弁は、特開平6-156292号公報にも開示されている。但し、この油圧制御弁は、特開平6-206555号公報及び実公平1-43974号公報におけるとは逆に、給油室10の両側の絞り部6、6がキャビテーションに対して不利であるとされ、これらの絞り部6、6に排油室11の両側の絞り部6、6と同じ流れ形態を得るべく、バルブボディー1側の角部にチャンファ7、7を形成した構成となっている。

【0018】更に、特開昭60-203580号公報、及び米国特許3022772号には、図7、図8及び図9に示す油圧制御弁と逆の構成、即ち、バルブボディー1側の油溝4、4…を給油室10及び排油室11とし、バルブスプール2側の油溝5、5…を送油室12、13とした構成において、作動油のキャビテーションに伴う流動音が、給油室10の両側の絞り部6、6よりも排油室11の両側の絞り部6、6に顕著に発生するとされ、図10に示す如く、給油室10の両側の絞り部6、6にのみチャンファ7、7を形成することにより流動音の低減を図った油圧制御弁が開示されている。

【0019】この構成によれば、図10(b)に示す如く、バルブボディー1に対してバルブスプール2の相対角変位が生じたとき、排油室11の一侧(送油室12側)のチャンファ7を有さない絞り部6が早期に締切り状態となるのに対し、給油室10の同側(送油室13側)のチャンファ7を有する絞り部6は、所定の絞り面積を維持していることから、流動音の原因となる作動油の流れは、キャビテーションに対して好条件であるとされた給油室10と送油室13との間の絞り部6に集中し、流動音を低減し得ることとなっている。

【0020】この油圧制御弁は、実公平1-43974号公報に開示された油圧制御弁と実質的に同じ作用をなすかの如くである。ところが、前記特開平6-206555号公報及び

前記特開平6-156292号公報に開示されているように流れの形態に着目すると、特開平6-156292号公報と同じ、即ち、特開平6-206555号公報及び実公平1-43974号公報とは逆の流れ形態が得られることになる。

【0021】このように、給油室10の両側と排油室11の両側におけるキャビテーションの発生挙動の差異に着目して流動音の低減を図った従来の提案は、キャビテーションの発生挙動に関する考え方が種々に異なるものとなっている。キャビテーションの発生挙動を明確にすべく本発明者等は、給油室10と排油室11との間を直線展開した模擬油路を外部からの観察可能に構成し、給油室10側の絞り面積を減じた場合と、排油室11側の絞り面積を減じた場合におけるキャビテーションの発生挙動を、流動音の測定データと目視での観察とにより比較する実験を行った。

【0022】図11及び図12は、この実験の結果を示す図表である。図11には、図7、図8及び図9に示す如く、給油室10及び排油室11をバルブスプール2側に設けた場合の結果が、また図12には、図10に示す如く、給油室10及び排油室11をバルブボディー1側に設けた場合の結果が夫々示されている。流動音の測定結果は、絞り面積の減少に伴って増加する絞り部の上流側油圧(kgf/cm²)を横軸とし、測定された流動音の音圧レベル(dB)を縦軸として示してあり、またキャビテーションの観察結果は、目視での観察による相対評価となっている。

【0023】図11においては、給油室10側の絞り面積を減じた場合の結果が(a)に、排油室11側の絞り面積を減じた場合の結果が(b)に夫々示されている。両者を比較した場合、絞り部の上流側油圧が60kgf/cm²以下の領域において流動音の測定データに顕著な差異があり、(a)の場合には、上流側油圧が40kgf/cm²以下での流動音の音圧レベルが20dB程度の低レベルに保たれるのに対し、(b)の場合には、上流側油圧が20kgf/cm²を超える領域において、高圧域と同等(40dB前後)の流動音が発生することがわかる。

【0024】また目視での観察においても、(a)の場合、絞り部の絞り面積が十分に小さく、上流側油圧が高圧となるまでキャビテーションの発生が観察されないのに対し、(b)の場合、絞り部の絞り面積が比較的大きい段階にてキャビテーションの発生が観察された。これらのことから、図11に示す構成、即ち、給油室10及び排油室11をバルブスプール2側に設けた構成においては、給油室10側の絞り部での流れがキャビテーションの発生に対して有利であることがわかる。

【0025】これに対し図12においては、図11とは逆に、排油室11側の絞り面積を減じた場合の結果が(a)に、給油室10側の絞り面積を減じた場合の結果が(b)に夫々示されている。両者の流動音の測定データを比較した場合、図11の場合ほど顕著ではないが、上流側油圧が30kgf/cm²以下の領域において差異があり、(a)の

場合の流動音が低くなっている。また、目視での観察においても、(a)の場合のキャビテーションの発生程度は、(b)の場合のそれよりも良好であった。これらのことから、図12に示す構成、即ち、給油室10及び排油室11をバルブボディ1側に設けた構成においては、排油室11側の絞り部での流れがキャビテーションの発生に対して有利であることがわかる。

【0026】流動音の低減を図った従来の油圧制御弁はこの実験結果と比較した場合、実公平1-43974号公報及び特開平6-206555号公報に開示された油圧制御弁は、前記実験結果に対応するのに対し、特開昭60-203580号公報、米国特許3022772号及び前記特開平6-156292号公報に開示された油圧制御弁は、前記実験結果と相反し、流動音の低減に対し有害なものとなっている。

【0027】また前記チャンファ7は、バルブスプール2側の角部に形成されるのが一般的であるが、バルブボディ1側の角部に形成される場合もある。このような場合のキャビテーションの発生挙動は、図11及び図12に示された絞りの状態の図を天地を逆にして見た場合に相当し、給油室10及び排油室11をバルブスプール2側に設けた構成においては、図12の結果から、排油室11側の絞り部がキャビテーションの発生に対して有利となり、給油室10及び排油室11をバルブボディ1側に設けた構成においては、図11の結果から、給油室10側の絞り部がキャビテーションの発生に対して有利となる。このような場合、実公平1-43974号公報及び特開平6-206555号公報に開示された構成は、キャビテーションの発生に対して不利なものとなる。

【0028】このように、流動音の低減のために従来からなされている提案は、夫々に固有の構成、具体的には、油圧源、排油先及び送油先とバルブボディ1及びバルブスプール2の嵌合周上に並ぶ油溝との連通態様と、各油溝間の絞り部におけるチャンファの形成態様との所定の組み合わせに対してのみ通用するに過ぎず、種々の構成の油圧制御弁全体に適用し得るものではない。

【0029】また、実公平1-43974号公報及び特開平6-206555号公報に開示された油圧制御弁は、夫々の実施例中に示された特定の構成において流動音の低減効果が期待できるが、前者においては、送油室12及び排油室13の両側に傾斜角度の異なるチャンファ7、7を形成する必要があり、また後者においては、送油室12及び排油室13の両側のチャンファ7、7を、一側ではバルブボディ1に、他側ではバルブスプール2に夫々設ける必要があって、このようなチャンファ7、7の形成を精度良く行うには、多大の工数と高度の加工技術とを要する難点があった。

【0030】本発明は斯かる事情に鑑みてなされたものであり、バルブボディとバルブスプールとの嵌合周上に並ぶ絞り部におけるキャビテーションを有効に抑制でき、流動音の大幅な低減を図れる油圧制御弁を、構成の

如何に拘わらず、また加工の困難さを伴うことなく提供することを目的とする。

【0031】

【課題を解決するための手段】本発明の第1発明に係る油圧制御弁は、筒形をなすバルブボディの内側に同軸上での相対角変位可能にバルブスプールを嵌め合わせ、両者の嵌合周上に等配された各複数の油溝を千鳥配置して、バルブスプール側の油溝を油圧源と排油先とに交互に連通させる一方、これらの間のバルブボディ側の油溝を相異なる送油先に交互に連通させて、周方向に相隣する夫々の油溝間に前記相対角変位に応じて絞り面積を変える絞り部を構成してなり、各絞り部を臨むバルブスプール側の角部に絞り面積調整用の面取り部を備える油圧制御弁において、前記油圧源に連なる油溝の両側の絞り部が前記排油先に連なる油溝の両側の絞り部よりも大なる絞り面積を有するように、前記面取り部の夫々の周方向幅を相互に異ならせてあることを特徴とする。

【0032】この発明は、バルブスプール側の油溝が給油室及び排油室となっており、各絞り部における絞り面積調整用の面取り部（チャンファ）をバルブスプール側に設けた構成を対象とし、各チャンファの周方向幅を異ならせて給油室の両側の絞り部が排油室の両側の絞り部よりも大なる絞り面積を有するようになし、バルブボディとバルブスプールとの相対角変位が生じたとき、図11に示す実験結果からキャビテーションに対して有利とされる給油室の両側の絞り部に作動油の流れを集中させて流動音を低減する。

【0033】本発明の第2発明に係る油圧制御弁は、筒形をなすバルブボディの内側に同軸上での相対角変位可能にバルブスプールを嵌め合わせ、両者の嵌合周上に等配された各複数の油溝を千鳥配置して、バルブスプール側の油溝を油圧源と排油先とに交互に連通させる一方、これらの間のバルブボディ側の油溝を相異なる送油先に交互に連通させて、周方向に相隣する夫々の油溝間に前記相対角変位に応じて絞り面積を変える絞り部を構成してなり、各絞り部を臨むバルブボディ側の角部に絞り面積調整用の面取り部を備える油圧制御弁において、前記排油先に連なる油溝の両側の絞り部が前記油圧源に連なる油溝の両側の絞り部よりも大なる絞り面積を有するように、前記面取り部の夫々の周方向幅を相互に異ならせてあることを特徴とする。

【0034】この発明は、バルブスプール側の油溝が給油室及び排油室となっており、各絞り部における絞り面積調整用のチャンファをバルブボディ側に設けた構成を対象とし、各チャンファの周方向幅を異ならせ、排油室の両側の絞り部が給油室の両側の絞り部よりも大なる絞り面積を有するようになし、バルブボディとバルブスプールとの相対角変位が生じたとき、図12に示す実験結果からキャビテーションに対して有利とされる排油室の両側の絞り部に作動油の流れを集中させて流動音を低

減する。

【0035】本発明の第3発明に係る油圧制御弁は、筒形をなすバルブボディーの内側に同軸上での相対角変位可能にバルブスプールを嵌め合わせ、両者の嵌合周上に等配された各複数の油溝を千鳥配置して、バルブボディー側の油溝を油圧源と排油先とに交互に連通させる一方、これらの間のバルブスプール側の油溝を相異なる送油先に交互に連通させて、周方向に相隣する夫々の油溝間に前記相対角変位に応じて絞り面積を変える絞り部を構成してなり、各絞り部を臨むバルブスプール側の角部に絞り面積調整用の面取り部を備える油圧制御弁において、前記排油先に連なる油溝の両側の絞り部が前記油圧源に連なる油溝の両側の絞り部よりも大なる絞り面積を有するように、前記面取り部の夫々の周方向幅を相互に異ならせてあることを特徴とする。

【0036】この発明は、バルブボディー側の油溝が給油室及び排油室となっており、各絞り部における絞り面積調整用のチャンファをバルブスプール側に設けた構成を対象とし、各チャンファの周方向幅を異ならせ、排油室の両側の絞り部が給油室の両側の絞り部よりも大なる絞り面積を有するようになり、バルブボディーとバルブスプールとの相対角変位が生じたとき、図12に示す実験結果からキャビテーションに対して有利とされる排油室の両側の絞り部に作動油の流れを集中させて流動音を低減する。

【0037】本発明の第4発明に係る油圧制御弁は、筒形をなすバルブボディーの内側に同軸上での相対角変位可能にバルブスプールを嵌め合わせ、両者の嵌合周上に等配された各複数の油溝を千鳥配置して、バルブボディー側の油溝を油圧源と排油先とに交互に連通させる一方、これらの間のバルブスプール側の油溝を相異なる送油先に交互に連通させて、周方向に相隣する夫々の油溝間に前記相対角変位に応じて絞り面積を変える絞り部を構成してなり、各絞り部を臨むバルブボディー側の角部に絞り面積調整用の面取り部を備える油圧制御弁において、前記油圧源に連なる油溝の両側の絞り部が前記排油先に連なる油溝の両側の絞り部よりも大なる絞り面積を有するように、前記面取り部の夫々の周方向幅を相互に異ならせてあることを特徴とする。

【0038】この発明は、バルブボディー側の油溝が給油室及び排油室となっており、各絞り部における絞り面積調整用のチャンファをバルブボディー側に設けた構成を対象とし、各チャンファの周方向幅を異ならせ、給油室の両側の絞り部が排油室の両側の絞り部よりも大なる絞り面積を有するようになり、バルブボディーとバルブスプールとの相対角変位が生じたとき、図11に示す実験結果からキャビテーションに対して有利とされる給油室の両側の絞り部に作動油の流れを集中させて流動音を低減する。

【0039】

【発明の実施の形態】以下本発明をその実施の形態を示す図面に基づいて詳述する。図1は、動力舵取装置の油圧回路と共に示す本発明の第1発明に係る油圧制御弁の横断面図である。

【0040】図中1はバルブボディー、2はバルブスプールである。円筒形をなすバルブボディー1の内周面には、互いに等しい幅を有する8本の油溝4、4…が周方向に等配をなして並設され、また、バルブボディー1の内径と略等しい外径を有する厚肉円筒形のバルブスプール2の外周面には、同様に互いに等しい幅を有する8本の油溝5、5…が周方向に等配をなして並設されている。

【0041】以上の如く構成されたバルブボディー1とバルブスプール2とは、前者の内側に後者を同軸上での相対回転自在に嵌め合わせ、後者の内側に挿通されたトーシヨンバー3により相互に連結されている。バルブボディー1側の油溝4、4…とバルブスプール2側の油溝5、5…とは、前記トーシヨンバー3に振れが生じていない中立状態において、図示の如く周方向に千鳥配置され、夫々の両側に相隣するものと連通するように位置決めされている。

【0042】以上の構成により、バルブボディー1側の油溝4、4…の夫々は、バルブスプール2側の油溝5、5…間のランドに対向し、また、バルブスプール2側の油溝5、5…の夫々は、バルブボディー1側の油溝4、4…間のランドに対向して、バルブボディー1とバルブスプール2との嵌合周上には、油溝4、4…の内側の8つの油室と、油溝5、5…の外側の8つの油室とが、夫々の間に連通部を有して交互に並んだ状態となる。

【0043】バルブスプール2側の油溝5、5…の外側に形成された8つの油室の内、1つおきに位置する4つは、バルブボディー1の周壁を貫通する各別の導油孔を介して油圧源たる油圧ポンプPの吐出側に接続され、該油圧ポンプPの発生油圧が供給される給油室10、10…を構成し、残りの4つは、バルブスプール2を半径方向に貫通する各別の排油孔及びバルブスプール2内側の中空部を介して排油先となる油タンクTに接続され、該油タンクTへの排出油の通路となる排油室11、11…を構成している。

【0044】一方、バルブボディー1側の油溝4、4…の内側に形成された8つの油室の内、前記給油室10、10…の夫々に周方向の同側にて相隣する4つは、バルブボディー1の周壁を貫通する各別の送油孔を介して油圧の送給先であるパワーシリンダSの一方のシリンダ室S₁に接続され、該シリンダ室S₁への送油室12、12…を構成しており、残りの4つは、同様にしてパワーシリンダSの他方のシリンダ室S₂に接続され、該シリンダ室S₂への送油室13、13…を構成している。

【0045】バルブボディー1とバルブスプール2とは、これらを連結するトーシヨンバー3の振れの範囲内

での相対角変位が可能であり、前記各油室間の連通部は、この相対角変位に応じて夫々の連通面積（絞り面積）を増減する絞り部として作用する。バルブボディ１とバルブスプール２との嵌合周上に並ぶ複数の絞り部の絞り面積は均等ではなく、図１に示す油圧制御弁においては、前記給油室１０の両側に位置する８か所の絞り部６a、６a…が、前記排油室１１の両側に位置する８か所の絞り部６b、６b…よりも大なる絞り面積を有するようになし、この絞り面積の大小は、絞り部６a、６bを夫々臨むバルブスプール２側の角部に絞り面積調整のために形成されたチャンファの幅を異ならせて実現されている。

【００４６】図２は、バルブボディ１とバルブスプール２との嵌合周上に並ぶ各室を直線展開して示す動作説明図である。前述した構成により、図の中央に示す給油室１０の両側には、送油室１２又は送油室１３を経て排油室１１に至る油路が夫々形成され、給油室１０と送油室１２、１３とは絞り部６a、６aを介して連通し、また、送油室１２、１３と排油室１１、１１とは絞り部６b、６bを介して連通する。

【００４７】絞り部６aを臨むバルブスプール２側の角部、即ち、油溝５の側面と油溝５、５間のランドの周面とが交叉する部位には、バルブボディ１とバルブスプール２との相対角変位に対して絞り面積を緩やかに変化せしめるべく、絞り面積の調整のためのチャンファ７aが形成され、また絞り部６bを臨むバルブスプール２側の角部には、同じくチャンファ７bが形成されている。

【００４８】これらのチャンファ７a、７bは、該当する夫々の角部をランドの周面に対して所定の傾斜角度を有して斜めに切欠いて形成されているが、図示の如く、絞り部６aを臨むチャンファ７aと絞り部６bを臨むチャンファ７bとは、油溝５の側壁との交叉位置からランドの周面との交叉位置までをバルブスプール２の周方向に測った幅寸法（周方向幅）が異ならせてあり、前者の周方向幅 W_1 が後者の周方向幅 W_2 よりも大きくなるようにしてある。なお、周方向幅 W_1 、 W_2 の実際の差異は、バルブスプール２の中心角に直して数分～十数分前後のわずかなものである。

【００４９】図２（a）は、バルブボディ１とバルブスプール２との間に相対角変位が生じていない状態（中立状態）を示している。このとき、給油室１０の両側の絞り部６a、６aは、相互に等しい絞り面積を有し、これらの絞り部６a、６aを介して連通する送油室１２、１３の他側の絞り部６b、６bもまた、相互に等しい絞り面積を有している。従って、油圧ポンプＰから給油室１０に供給される作動油は、両側の油路に均等に配分され、送油室１２又は１３を経て排油室１１に達し、これら夫々に開口する排油孔を経てバルブスプール２内側の中空部に流れ込み、該中空部内にて合流して油タンクＴに還流する。

【００５０】このとき、前記送油室１２、１３間、及びこれら夫々に接続されたパワーシリンダＳの両シリンダ室 S_1 、 S_2 間に圧力差は発生せず、該パワーシリンダＳは

なんらの力も発生しない。またこのとき、前記油路の中途に介在する絞り部６a、６bは大なる絞り面積を保っており、油圧ポンプＰと油タンクＴとの間に大なる流通抵抗を有する部分が存在しないことから、前記油圧ポンプＰの駆動負荷は小さく保たれる。

【００５１】これに対し、図示しない舵輪に操舵トルクが加えられた場合、バルブボディ１とバルブスプール２との間にトーションバー３の捩れを伴って相対角変位が生じ、給油室１０と送油室１２、１３との間の絞り部６a、６a、及び送油室１２、１３と排油室１１との間の絞り部６b、６bの絞り面積が変化する。この変化は、送油室１２、１３の両側において互いに逆向きに生じる。

【００５２】例えば、バルブボディ１に対するバルブスプール２の相対回転が図１における時計回りに生じた場合、バルブスプール２は、図２（b）中に白抜矢符にて示す向きに相対移動し、一方の送油室１２の両側においては、給油室１０側の絞り部６aの絞り面積が増大し、排油室１１側の絞り部６bの絞り面積が減少するのに対し、他方の送油室１３の両側においては、逆に、給油室１０側の絞り部６aの絞り面積が減少し、排油室１１側の絞り部６bの絞り面積が増大する。

【００５３】従って、給油室１０に供給された作動油の大部分は、絞り面積を増した絞り部６aを経て送油室１２に導入されて、該送油室１２に連通するシリンダ室 S_1 に送給されることとなり、送油室１２への導入油の一部は、他側において絞り面積を減じた絞り部６bを経て排油室１１に流出する。また、給油室１０への供給油の一部は、絞り面積を減じた絞り部６aを経て送油室１３に流出し、この流出油は、送油室１３の他側において絞り面積を増した絞り部６bを経て排油室１１に導入される。

【００５４】以上の如き動作状態においては、送油室１２の内圧は給油室１０と略等圧に保たれるのに対し、送油室１３の内圧は、給油室１０との間にて絞り面積を減じた絞り部６aの流通に伴う減圧分だけ低下することになり、送油室１２、１３間、及びこれら夫々に連通されたシリンダ室 S_1 、 S_2 間に圧力差が生じ、パワーシリンダＳは、シリンダ室 S_1 から S_2 に向かう油圧力（操舵補助力）を発生する。パワーシリンダＳのこの動作に伴って、シリンダ室 S_1 内の封入油は押し出され、この押し出し油は、該シリンダ室 S_1 に接続された送油室１３に還流し、前記給油室１０からの流入油と合流して、送油室１３の他側において絞り面積を増した絞り部６bを経て排油室１１に導入され、バルブスプール２の中空部を経て油タンクＴに排出される。

【００５５】このときパワーシリンダＳが発生する操舵補助力は、給油室１０と送油室１３との間の絞り部６a、及び排油室１１と送油室１２との間の絞り部６bにおける絞り面積の減少程度に依存する。この絞り面積の減少は、バルブボディ１とバルブスプール２との間の相対角変位に応じて生じ、この相対角変位は、バルブボディ１とバル

： プスプール2とを連結するトーションバー3に捩れを生ぜしめるべく舵輪に加えられた操舵トルクの大きさに対応する。

【0056】一方、バルブボディー1に対するバルブスプール2の相対回転が図1における反時計回りに生じた場合、給油室10の両側の絞り部6a、6aと、排油室11の両側の絞り部6b、6bとに前述の場合と逆の面積変化が生じ、パワーシリンダSは、シリンダ室 S_L から S_R に向かう操舵補助力を発生し、この大きさもまた舵輪に加わる操舵トルクの大きさに対応する。このようにして、舵輪に加わる操舵トルクの方角及び大きさに応じた操舵補助力が得られる。

【0057】以上の如き動作状態において、給油室10に供給される作動油は、該給油室10の一侧において絞り面積を減じた絞り部6aを経て一方の送油室13に流出し、また、他方の送油室12の他側にて絞り面積を減じた絞り部6bを経て排油室11に流出することになり、前述した如く、これらの流れにおいてキャビテーションが発生し、耳障りな流動音を伴う。

【0058】図1及び図2に示す油圧制御弁は、バルブボディー1側の油溝4、4…を送油室12、13とし、またバルブスプール2側の油溝5、5…を給油室10及び排油室11とすると共に、絞り部6a、6bを臨むバルブスプール2側の角部にチャンファ7a、7bを備えた構成であり、この構成でのキャビテーションの発生挙動は、前記図11に示す如くなり、油圧源たる油圧ポンプPに連なる給油室10の両側の絞り部6a、6a…での流れが、排油先たる油タンクTに連なる排油室11の両側の絞り部6b、6bでの流れよりもキャビテーションの発生に対して有利である。

【0059】一方、図1及び図2に示す油圧制御弁において、絞り部6a、6bを臨むチャンファ7a、7bは、前述した如く、前者の周方向幅 W_1 を後者の周方向幅 W_2 よりも大きくして形成されており、図2(b)に示す動作状態において、給油室10の両側の絞り部6a、6aは、排油室11の両側の絞り部6b、6bよりも大なる絞り面積を有する。従って、給油室10から排油室11へ向かう作動油の流れは、図中に実線の矢符にて示す如く、キャビテーションに対して好条件となる給油室10と送油室13との間の絞り部6aに集中し、キャビテーションの発生が有効に抑制され、該キャビテーションに伴う流動音を大幅に低減することができる。

【0060】なお、絞り部6a、6bの大小関係は、図2(a)に示す中立状態においても維持され、給油室10の両側の絞り部6a、6aは、排油室11の両側の絞り部6b、6bよりも常に大なる絞り面積を有することになる。即ち、図1及び図2に示す第1発明に係る油圧制御弁は、絞り部6a、6b間に以上の如き大小関係が得られるように、夫々を臨んでバルブスプール2側に形成されたチャンファ7a、7bの周方向幅を相互に異ならせた構成であり、この構成によりキャビテーションの発生を抑制でき、該キャ

ビテーションに伴う流動音を大幅に低減することができる。

【0061】図3は、本発明の第2発明に係る油圧制御弁の動作説明図であり、図2におけると同様に、バルブボディー1とバルブスプール2との嵌合周上に並ぶ各室を直線展開して示してある。この油圧制御弁は、図1及び図2に示す油圧制御弁と同様に、バルブボディー1側の油溝4、4…を送油室12、13とし、バルブスプール2側の油溝5、5…を給油室10及び排油室11とした構成となっており、また給油室10の両側の絞り部6a、6aにおける絞り面積調整のためのチャンファ7a、7a、及び排油室11の両側の絞り部6b、6bにおける絞り面積調整のためのチャンファ7b、7bは、図1及び図2に示す油圧制御弁とは異なり、夫々の絞り部6a、6bを臨むバルブボディー1側の角部に形成されている。

【0062】この構成における各絞り部6a、6bでの流れの形態は、前記図12に示す絞り部の状態を天地を逆として見た場合に対応し、キャビテーションの発生挙動は、図12に示す結果に相当するものとなり、排油先たる油タンクTに連なる排油室11の両側の絞り部6b、6bでの流れが、油圧源たる油圧ポンプPに連なる給油室10の両側の絞り部6a、6a…での流れよりもキャビテーションの発生に対して有利である。

【0063】図3において、前記チャンファ7a、7bは、該当する夫々の角部をランドの周面に対して所定の傾斜角度を有して斜めに切欠いて形成されており、絞り部6aを臨むチャンファ7aと絞り部6bを臨むチャンファ7bとは、周方向幅が相互に異ならせてあり、後者の周方向幅 W_2 を前者の周方向幅 W_1 よりも大きくして、排油室11の両側の絞り部6b、6bが給油室10の両側の絞り部6a、6aよりも大なる絞り面積を有するようになしてある。

【0064】この大小関係は、図3(b)に示す如く、バルブボディー1とバルブスプール2との間に相対角変位が生じた動作状態においても維持され、送油室12と排油室11との間の絞り部6bは、給油室10と送油室13との間の絞り部6aよりも大なる絞り面積を有する。従って、この動作状態において給油室10から排油室11へ向かう油流は、キャビテーションに対して好条件となる送油室12と排油室11との間の絞り部6bに集中することになり、キャビテーションの発生が有効に抑制され、該キャビテーションに伴う流動音を低減することができる。

【0065】図4は、本発明の第3発明に係る油圧制御弁の動作説明図であり、図2及び図3におけると同様に、バルブボディー1とバルブスプール2との嵌合周上に並ぶ各室を直線展開して示してある。この油圧制御弁は、図1乃至図3に示す油圧制御弁とは異なり、バルブボディー1側の油溝4、4…を給油室10及び排油室11とし、バルブスプール2側の油溝5、5…を送油室12、13とした構成となっており、また給油室10の両側の絞り部6a、6aにおける絞り面積調整のためのチャンファ7a、7

a、及び排油室11の両側の絞り部6b、6bにおける絞り面積調整のためのチャンファ7b、7bは、図1及び図2に示す油圧制御弁と同様に、夫々の絞り部6a、6bを臨むバルブスプール2側の角部に形成されている。

【0066】この構成における各絞り部6a、6bでのキャビテーションの発生挙動は、図12に示す如くであり、排油先たる油タンクTに連なる排油室11の両側の絞り部6b、6bでの流れが、油圧源たる油圧ポンプPに連なる給油室10の両側の絞り部6a、6a…での流れよりもキャビテーションの発生に対して有利となる。

【0067】図4において、前記チャンファ7a、7bは、該当する夫々の角部をランドの周面に対して所定の傾斜角度を有して斜めに切欠いて形成されており、絞り部6aを臨むチャンファ7aと絞り部6bを臨むチャンファ7bとは、周方向幅が相互に異ならせてあり、後者の周方向幅 W_b を前者の周方向幅 W_a よりも大きくして、排油室11の両側の絞り部6b、6bが給油室10の両側の絞り部6a、6aよりも大なる絞り面積を有するようになしてある。

【0068】この大小関係は、図4(b)に示す如く、バルブボディー1とバルブスプール2との間に相対角変位が生じた動作状態においても維持され、送油室12と排油室11との間の絞り部6bは、給油室10と送油室13との間の絞り部6aよりも大なる絞り面積を有する。従って、この動作状態において給油室10から排油室11へ向かう油流は、キャビテーションに対して好条件となる送油室12と排油室11との間の絞り部6bに集中することになり、キャビテーションの発生が有効に抑制され、該キャビテーションに伴う流動音を低減することができる。

【0069】図5は、本発明の第4発明に係る油圧制御弁の動作説明図であり、図2乃至図4におけると同様に、バルブボディー1とバルブスプール2との嵌合周上に並ぶ各室を直線展開して示してある。この油圧制御弁は、図4に示す油圧制御弁と同様に、バルブボディー1側の油溝4、4…を給油室10及び排油室11とし、バルブスプール2側の油溝5、5…を送油室12、13とした構成となっており、また給油室10の両側の絞り部6a、6aにおける絞り面積調整のためのチャンファ7a、7a、及び排油室11の両側の絞り部6b、6bにおける絞り面積調整のためのチャンファ7b、7bは、図3に示す油圧制御弁と同様に、夫々の絞り部6a、6bを臨むバルブボディー1側の角部に形成されている。

【0070】この構成における各絞り部6a、6bでの流れの形態は、前記図11に示す絞り部の状態を天地を逆として見た場合に対応し、キャビテーションの発生挙動は、図11に示す結果に相当するものとなり、油圧源たる油圧ポンプPに連なる給油室10の両側の絞り部6a、6a…での流れが、排油先たる油タンクTに連なる排油室11の両側の絞り部6b、6bでの流れよりもキャビテーションの発生に対して有利である。

【0071】図5において、前記チャンファ7a、7bは、

該当する夫々の角部をランドの周面に対して所定の傾斜角度を有して斜めに切欠いて形成されており、絞り部6aを臨むチャンファ7aと絞り部6bを臨むチャンファ7bとは、周方向幅が相互に異ならせてあり、前者の周方向幅 W_a を後者の周方向幅 W_b よりも大きくして、給油室10の両側の絞り部6a、6aが排油室11の両側の絞り部6b、6bよりも大なる絞り面積を有するようになしてある。

【0072】この大小関係は、図5(b)に示す如く、バルブボディー1とバルブスプール2との間に相対角変位が生じた動作状態においても維持され、給油室10と送油室13との間の絞り部6aは、送油室12と排油室11との間の絞り部6bよりも大なる絞り面積を有する。従って、この動作状態において給油室10から排油室11へ向かう油流は、キャビテーションに対して好条件となる給油室10と送油室13との間の絞り部6aに集中することになり、キャビテーションの発生が有効に抑制され、該キャビテーションに伴う流動音を低減することができる。

【0073】以上の如く本発明に係る油圧制御弁においては、給油室10の両側の絞り部6a、6aにおける絞り面積調整用のチャンファ7a、7aの周方向幅 W_a と、排油室11の両側の絞り部6b、6bにおける絞り面積調整用のチャンファ7b、7bの周方向幅 W_b との間に、夫々の場合に応じて差異を設けることにより流動音の低減効果を得ることができる。ところが、実際に必要となる両者の差は、前述した如く、バルブボディー1の中心角に直して数分〜十数分程度のわずかな量であり、バルブボディー1又はバルブスプール2の加工時における芯出し誤差の影響を受ける。

【0074】従って、例えば第1発明に係る油圧制御弁において、チャンファ7a、7bの周方向幅 W_a 、 W_b に前述した如き差異を設けたとしても、バルブボディー1とバルブスプール2との嵌合周の全域に亘って見た場合、給油室10、10…の両側の絞り部6a、6a…の一部が、排油室11、11…の両側の絞り部6b、6b…の一部よりも小さい絞り面積となることがあり、逆に各絞り部に等幅のチャンファを有する一般的な油圧制御弁においては、前述した芯出し誤差の影響により各チャンファの周方向幅に差異が生じ、給油室10、10…の両側の絞り部6、6…の一部が排油室11、11…の両側の絞り部6、6…の一部よりも大きい面積となる場合があり得る。

【0075】本発明に係る油圧制御弁は、以上の如き芯出し誤差の影響が生じている場合においても、従来の油圧制御弁との差別化が可能である。図6は、両者の相違点の説明図である。これらの図は、横軸に展開されたバルブボディー1とバルブスプール2との嵌合周上に並ぶ絞り部の絞り面積を図示するものであり、図中の○印は、チャンファ幅に意識的な差異を有さない従来の油圧制御弁における絞り面積を、△印及び□印は、本発明に係る油圧制御弁の絞り面積を夫々示している。なおこれらの各印は、給油室10又は排油室11の両側の各一对の絞

り部を一つの印により代表させてある。

【0076】図6(a)は、芯出し誤差が存在しない理想的なバルブの場合を示している。このとき、従来の油圧制御弁においては、前記嵌合周上に並ぶ絞り部が等しい絞り面積を有するのに対し、本発明に係る油圧制御弁においては、大きい絞り面積を有する絞り部(△印)と、同じく小さい絞り面積を有する絞り部(□印)とが交互に並ぶことになる。図6(b)及び(c)は、芯出し誤差が存在する場合を示している。芯出し誤差が存在する場合、バルブボディ1と嵌合するバルブスプール2の外周は、図中に破線で示す如く、各一か所の小径部及び大径部を有する周期的な変化を示し、従来の油圧制御弁における絞り面積は、内径の変化線に沿って大小に変化する分布を示す。

【0077】一方本発明の油圧制御弁における絞り面積は、図6(a)におけると同様に、チャンファ幅に意識的な差異を有さない場合の絞り面積を大小両側に交互に偏倚させた分布となり、図6(c)に示す如く芯出し誤差が大きい場合には、△印にて示す絞り部の一部が、□印にて示す絞り部の一部よりも小さい絞り面積を有することがあるが、この場合においても、相隣する絞り部間に着目すると、交互に大小となる絞り面積の大小関係が嵌合周の全周に亘って周期的に現出し、従来の油圧制御弁における絞り面積の分布とは明らかに異なる。このように本発明に係る油圧制御弁は、相隣する絞り部の絞り面積が交互に大小となる分布を示し、芯出し誤差の影響により現出する絞り面積の大小関係との区別が可能となる。

【0078】なお以上の実施の形態においては、動力能取装置のパワーシリンダへの送給油圧を制御する油圧制御弁としての使用例について述べたが、本発明の適用範囲はこれに限るものではなく、各種の油圧回路において油圧制御のために用いられる回転式の油圧制御弁全般への適用が可能である。

【0079】

【発明の効果】以上詳述した如く本発明に係る油圧制御弁においては、バルブボディとバルブスプールとの嵌合周上に並ぶ複数の油溝により、油圧源に連なる給油室、排油先に連なる排油室、及びこれらの間にて送油先に連なる送油室を形成し、各室間の絞り部を臨む絞り面積調整用の面取り部の周方向幅を変えて、給油室の両側の絞り部と排油室の両側の絞り部との間に絞り面積の差異を生ぜしめ、給油室から排油室に向かう油流がキャビテーションの発生に対して有利な絞り部に集中するよう

にしたから、煩雑な加工を要することなくキャビテーションの発生に伴う流動音を大幅に低減することができる等、本発明は優れた効果を奏する。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1発明に係る油圧制御弁の模式的横断面図である。

【図2】第1発明に係る油圧制御弁の動作説明図である。

【図3】第2発明に係る油圧制御弁の動作説明図である。

【図4】第3発明に係る油圧制御弁の動作説明図である。

【図5】第4発明に係る油圧制御弁の動作説明図である。

【図6】本発明に係る油圧制御弁と従来の油圧制御弁における絞り面積の分布状態の説明図である。

【図7】従来の一般的な油圧制御弁の動作説明図である。

【図8】流動音の低減を図った従来の油圧制御弁の動作説明図である。

【図9】流動音の低減を図った従来の油圧制御弁の動作説明図である。

【図10】流動音の低減を図った従来の油圧制御弁の動作説明図である。

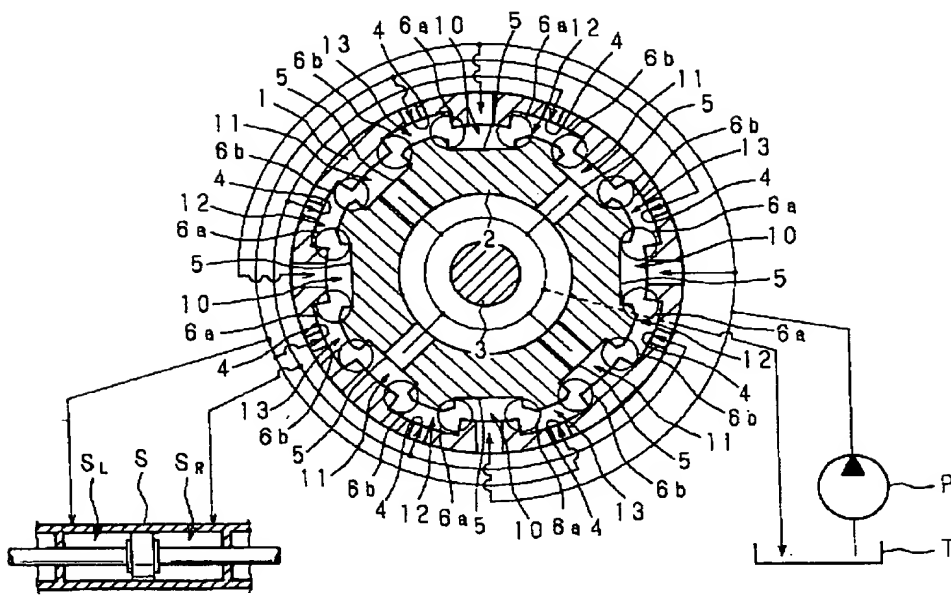
【図11】キャビテーションの発生挙動を調べた実験の結果を示す図表である。

【図12】キャビテーションの発生挙動を調べた実験の結果を示す図表である。

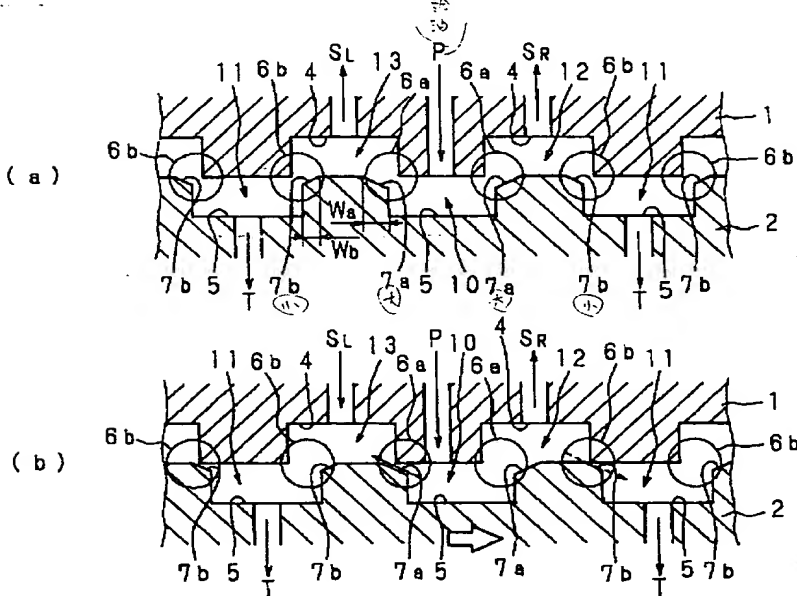
【符号の説明】

- 1 バルブボディ
- 2 バルブスプール
- 4 油溝
- 5 油溝
- 6a 絞り部
- 6b 絞り部
- 7a チャンファ
- 7b チャンファ
- 10 給油室
- 11 排油室
- 12 送油室
- 13 送油室
- P 油圧ポンプ
- S パワーシリンダ

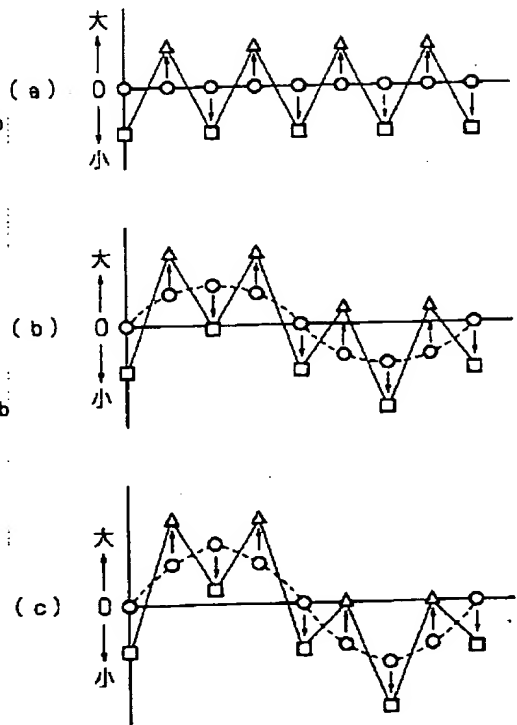
【図1】



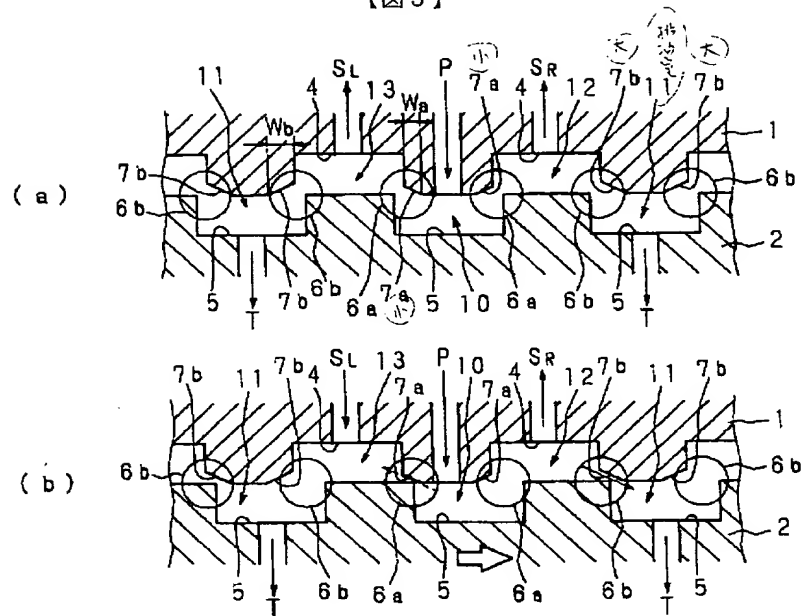
【図2】



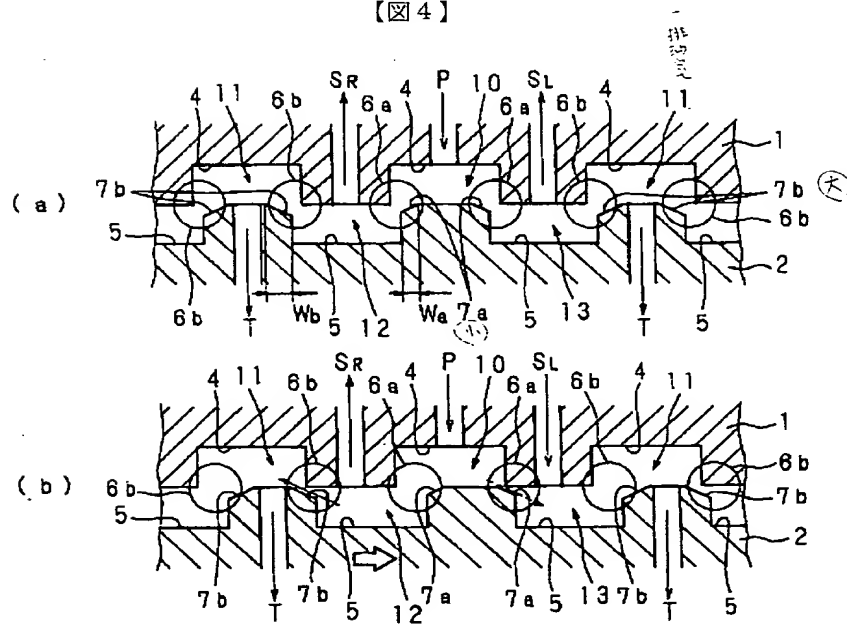
【図6】



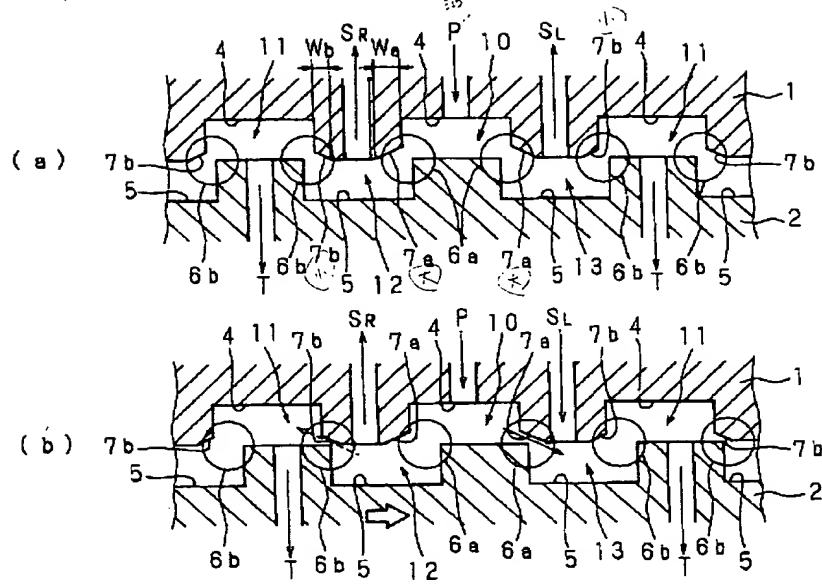
【図3】



【図4】

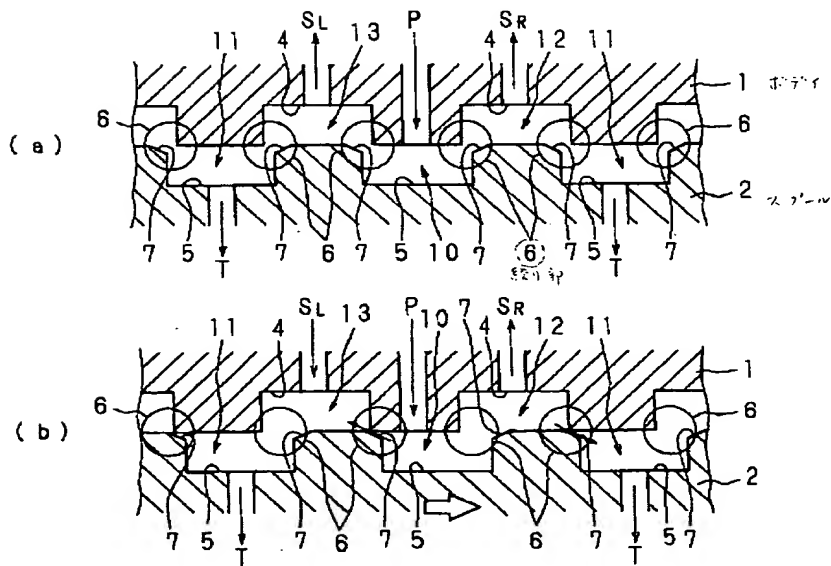


【図5】



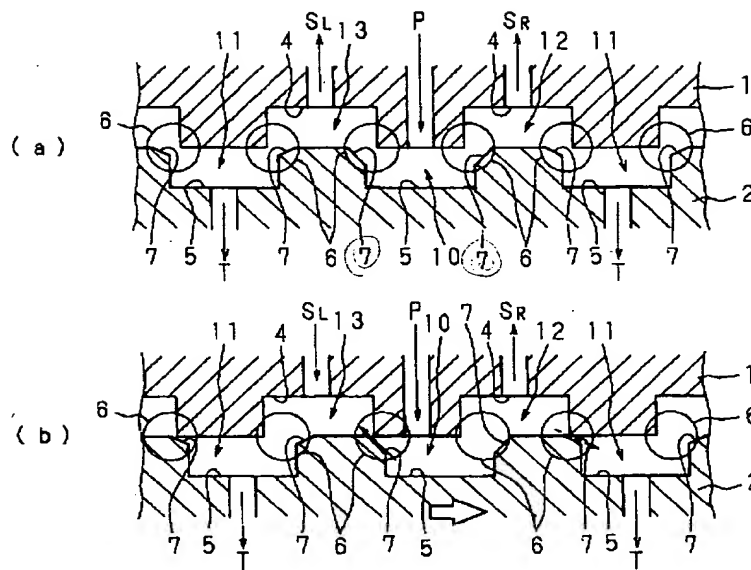
【図7】

一般向



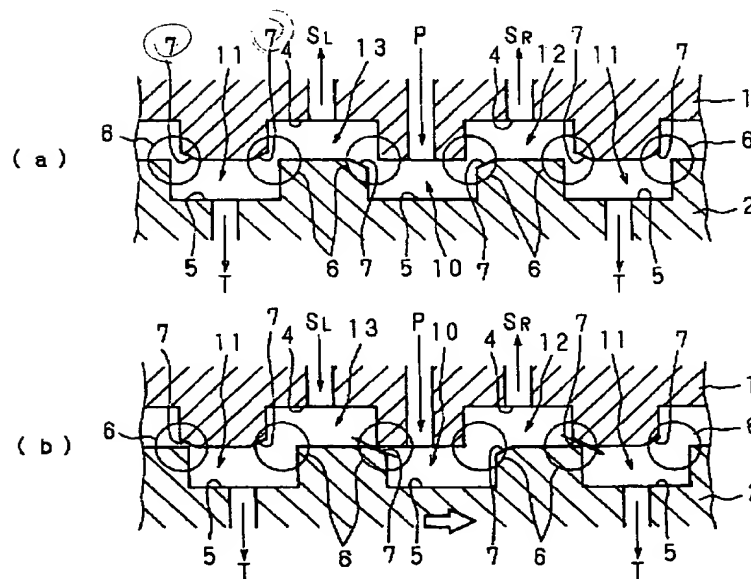
【図8】

実2平1-43974

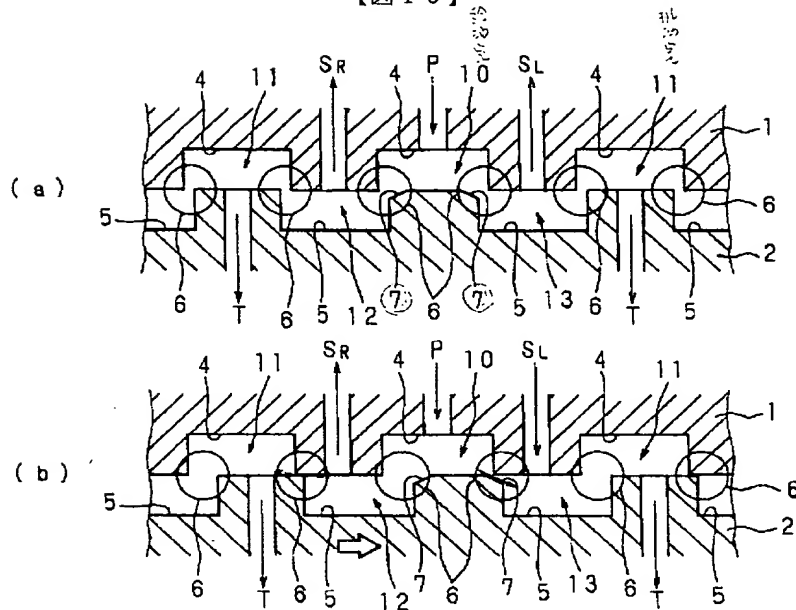


【図9】

特開平6-206555



【図10】



特開平09-039814

給油室: 4, 11, 12, 13
排油室: 5, 6, 7, 8, 9, 10

給油室の方向にのみ

【図11】

実験データ

図7, 図8, 図9

給油室: バルカスバル側
排油室: バルカスバル側

	絞りの状態	流動音 (dB)	キャビテーション
(a)			○
(b)			×

【図12】

図10の添字

給油室 } バルブボディ
排油室 }